

Optimierung von Industrieöfen mit Wärmerückgewinnung aus dem Gut

Jeschar, Rudolf
Bittner, Hans-Georg

Veröffentlicht in:
Jahrbuch 1989 der Braunschweigischen
Wissenschaftlichen Gesellschaft, S.99-128



Verlag Erich Goltze KG, Göttingen

Optimierung von Industrieöfen mit Wärmerückgewinnung aus dem Gut

Von **Rudolf Jeschar** und **Hans-Georg Bittner**¹⁾

In einer Reihe von Industriezweigen gibt es Ofenprozesse, bei denen das Gut nach Erwärmung auf eine maximale Prozeßtemperatur unmittelbar wieder gekühlt wird, wobei die aus dem Kühlprozeß gewonnene Wärme in den eigentlichen Ofenprozeß zurückgeführt wird. Als Kühlmedium wird in der Regel Luft verwendet. Diese gibt die aus dem Kühler stammende Wärme in der Aufheizzone des Ofens wieder ab und dient darüber hinaus gleichzeitig als Verbrennungsluft. Je nach Art des thermischen Prozesses kann der Kühler in den Ofen integriert sein oder ein eigenes Aggregat darstellen. Wärmetechnisch unterscheiden sich diese Prozesse in Bezug auf die Art der Kopplung zwischen Aufheizen und Kühlen nicht. Entsprechendes gilt auch für das Aufheizen des Gutes, bevor der Brennstoff zugeführt wird. [1] bis [6]

Beispiele für solche Prozesse ist das Brennen von Keramik aller Art in Tunnelöfen, das Brennen von Kalkstein und Dolomit in Schachtöfen sowie das Brennen von Kalkstein und Zement in Drehrohröfen. Bei Tunnelöfen und Schachtöfen ist der Kühlprozeß in der Regel in den Ofen integriert. Bei den Drehrohröfenprozessen wird das Gut hingegen in besonderen Apparaten gekühlt, die dem Drehrohr nachgeschaltet sind. Zuerst werden die Prinzipskizzen dieser drei Ofentypen vorgestellt.

Bild 1 zeigt exemplarisch den Aufbau eines Tunnelofens am Beispiel des Brennens von Ziegeln [1]. Bei diesem Ofentyp werden die einzelnen Wagen mit den gestapelten Ziegeln hintereinandergereiht kontinuierlich durch einen Brennkana gestoßen. Brenngut und Heizgas werden im Gegenstrom geführt. Öfen dieser Art bestehen aus einer Aufheiz-, einer Brenn- und einer Kühlzone. Beheizt werden diese beispielsweise mit Deckenbrennern als Oberbeheizung sowie mit Seitenbrennern. Der Abgasaustritt befindet sich am Anfang der Aufheizzone. Außerdem ist vorgesehen, daß der Kühlzone Heißluft, z. B. für die Trocknerei, entnommen werden kann.

Mit *Bild 2* wird als typischer Schachtofen zum Brennen von Kalkstein der Ringschachtofen vorgestellt. Er besteht im wesentlichen aus einem runden Schacht, in dem zentrisch ein Hohlzylinder an der Gicht aufgehängt ist. Dieser reicht bis in den oberen Bereich der Kühlzone. Der Brennstoff wird in zwei übereinanderliegenden Brennebenen zugeführt. Gut und Gas werden überwiegend im Gegenstrom geführt. Lediglich im Bereich zwischen unterer Brennebene und Kühlzone entsteht durch die oben

¹⁾ Prof. Dr.-Ing. R. Jeschar, geschäftsführender Leiter, Dr.-Ing. H.-G. Bittner, wissenschaftlicher Mitarbeiter, Technische Universität Clausthal, Institut für Energieverfahrenstechnik, Agricolastraße 4, 3392 Clausthal-Zellerfeld.

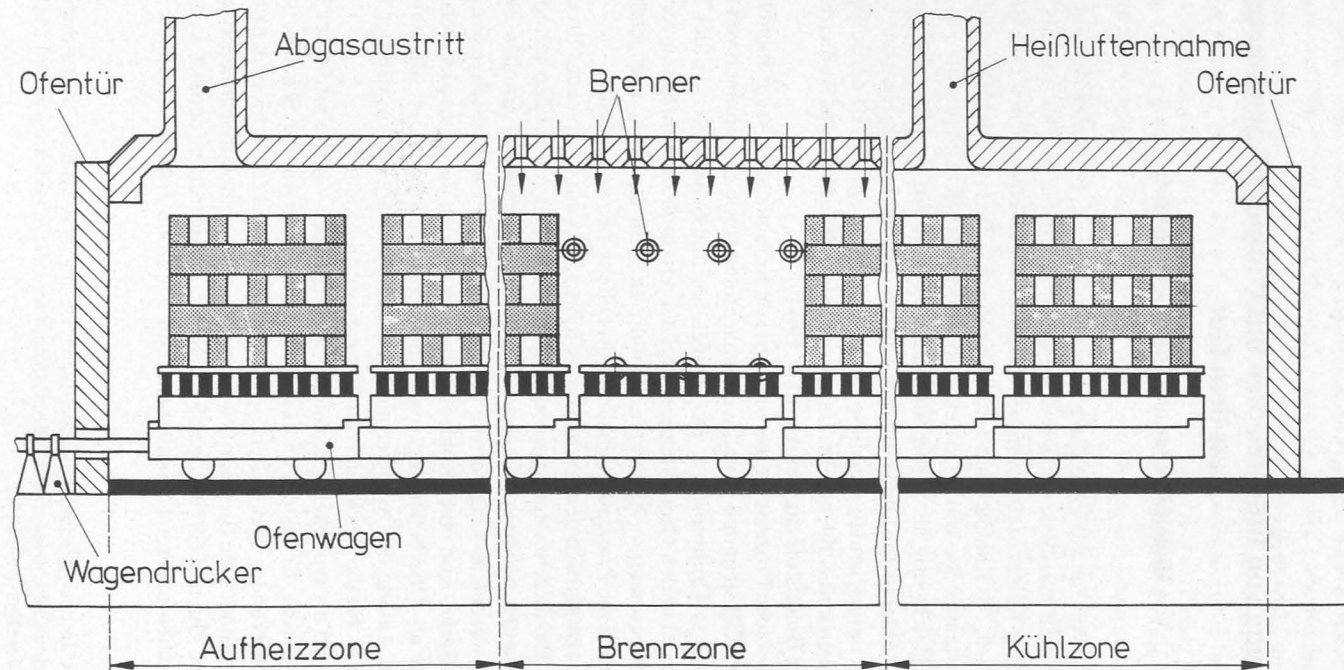


Bild 1:
Prinzipskizzen eines Tunnelofens

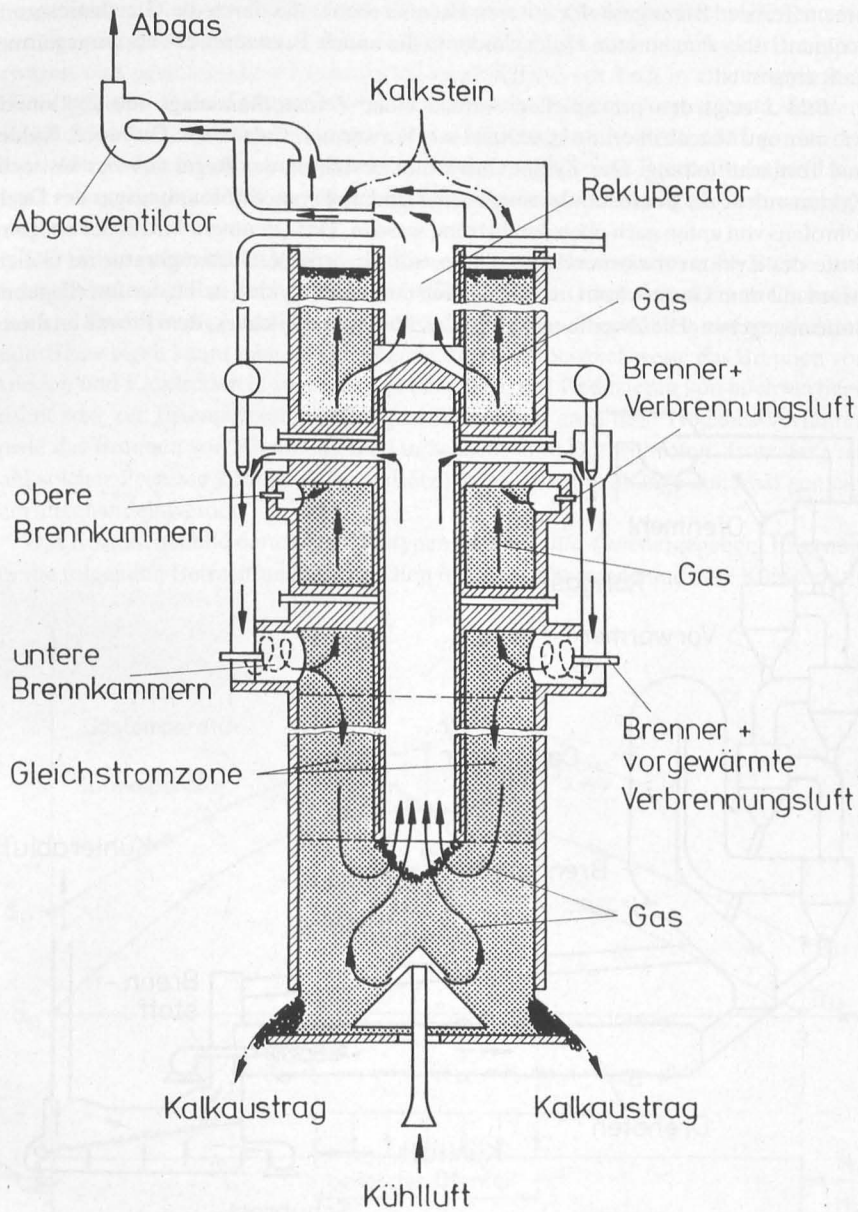


Bild 2:
Prinzipskizze eines Ringschachtofens

beschriebene Anordnung eine Gleichstromzone. Die Kühlluft wird zusammen mit einem Teil der Brenngase der unteren Brennerebene, die durch die Gleichstromzone strömen, über den inneren Hohlzylinder in die untere Brennerebene als vorgewärmte Luft eingesetzt.

Bild 3 zeigt den prinzipiellen Aufbau einer Zementofenanlage mit Zyklonvorwärmer und Voralcalzinierung bestehend aus Vorwärmer, Calcinator, Drehrohr, Kühler und Tertiärluftleitung. Der Zyklonvorwärmer besteht in der Regel aus vier bis sechs Zyklonstufen, die übereinander angeordnet sind und vom Verbrennungsgas des Drehrohrfens von unten nach oben durchströmt werden. Das Ofenmehl wird in der obersten Stufe des Zyklonvorwärmers aufgegeben, auf die örtliche Gastemperatur im Gleichstrom mit dem Gas erwärmt und schließlich durch den Zyklon in die darunterliegende Stufe abgegeben. Die Zweitfeuerung im Calcinator ermöglicht es, dem Prozeß an dieser

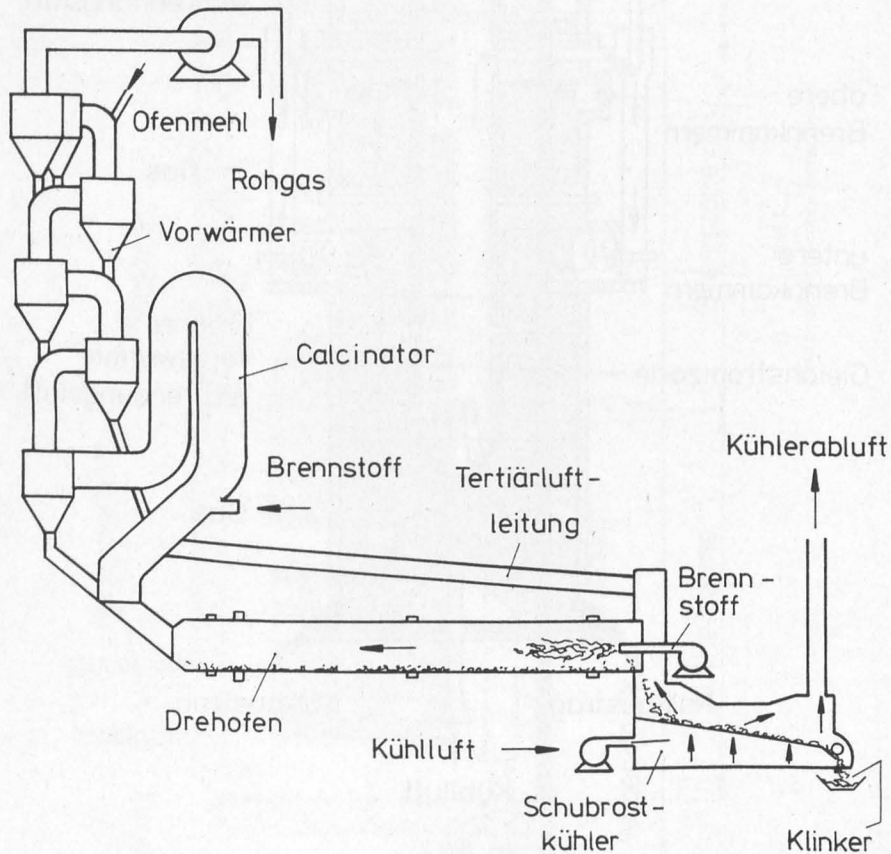


Bild 3:
Prinzipische Skizze einer Drehrohrfenanlage

Stelle soviel Energie zuzuführen, daß das Calciumcarbonat des Brenngutes bis zum Eintritt in den Drehrohröfen über 90% dissoziiert werden kann. Im Drehrohröfen wird im Gegenstrom das restliche Calciumcarbonat dissoziiert und danach das Brenngut erwärmt und gesintert. Der Klinker wird anschließend mit Luft in einem separaten Kühler gekühlt. Diese Luft wird teilweise oder vollständig als vorgewärmte Verbrennungsluft im Prozeß eingesetzt. Der in diesem Bild dargestellte Rostkühler wird in der Regel mit größeren Luftmengen betrieben. Bei Satelliten- und Rohrkühlern wird hingegen eine geringere Kühlluftmenge eingesetzt, die dann vollständig als Verbrennungsluft genutzt wird.

Die bisher aufgezählten Prozesse sind ausschließlich Brennprozesse der Steine- und Erden-Industrie. Dabei werden Tunnelöfen für geformte Güter eingesetzt und Schachtöfen und Drehrohröfen zum Brennen von Schüttgütern. Aber auch in einigen anderen Industriezweigen kennt man entsprechende Prozesse, beispielsweise das Brennen von Anoden und Elektroden in sogenannten Ringöfen, das Reduzieren von hochwertigen Eisenerzen zur Eisenpulverherstellung in Tunnelöfen nach dem Höpman-Verfahren sowie das Brennen von Aluminiumoxid in Schacht- und Drehrohröfen. Trotz der Vielzahl solcher Prozesse können die grundsätzlichen Zusammenhänge zunächst gemeinsam abgehandelt werden.

Das Ersatzschaubild derartiger Ofentypen wird mit *Bild 4* wiedergegeben. Es genügt für die folgenden Betrachtungen, den Ofen in eine Aufheizzone und eine Kühlzone zu

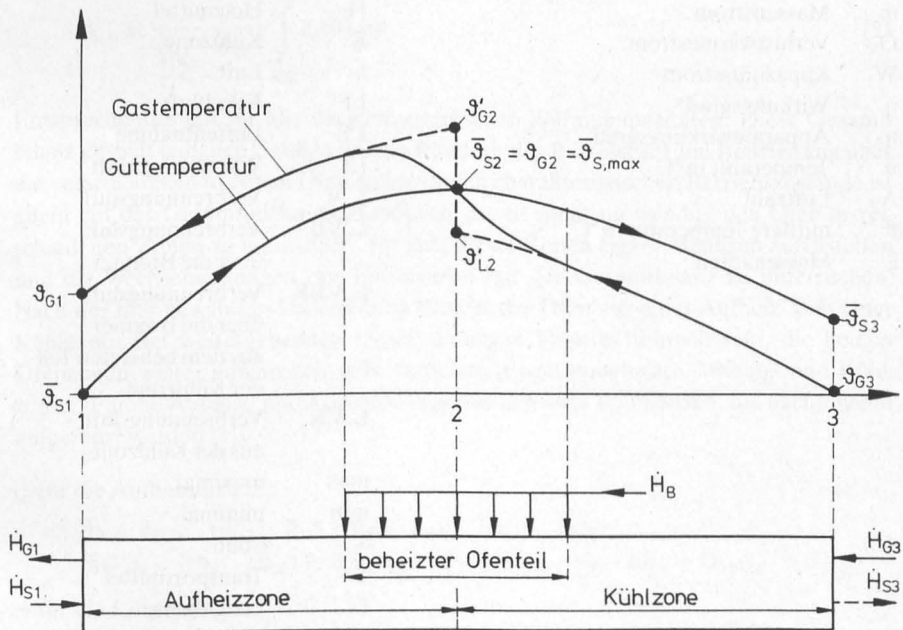


Bild 4:

Energiebilanz und Temperaturverläufe für Heizgas und Gut im Durchlaufofen mit Guterwärmung

unterteilen, wobei beide Zonen im Bereich hoher Guttemperaturen beheizt werden. Die Trennung dieser beiden Prozeßbereiche wird an der Stelle der maximalen Guttemperatur $\bar{\vartheta}_{S2}$ vorgenommen. Eingezeichnet sind in dieses Bild auch die qualitativen Verläufe des Heizgases bzw. der Kühlluft ϑ_G sowie für die mittlere Temperatur des Brenngutes $\bar{\vartheta}_S$. Charakteristisch ist das Aufheizen des Gutes von der Einsatztemperatur $\bar{\vartheta}_{S1}$ auf die maximale Prozeßtemperatur $\bar{\vartheta}_{S2}$ und das anschließende Kühlen bis auf die Entnahmetemperatur $\bar{\vartheta}_{S3}$. In der Aufheizzone liegt also die Gastemperatur über der Brennguttemperatur und in der Kühlzone darunter. Im Bereich der Brennstoffzufuhr wird der mögliche Temperaturverlauf des Gases durch die durchgezogene Linie wiedergegeben. Der wirkliche Verlauf ist von der Art der Brennstoffverteilung abhängig. Der im Maximum der Guttemperatur $\bar{\vartheta}_{S2}$ gestrichelt eingetragene senkrechte Verlauf der

Tabelle 1: Formelzeichen und Indizes

Formelzeichen		Indizes	
c	mittlere spezifische Wärmekapazität	A	Aufheizzone
h	Heizwert	B	Brennstoff
Δh_R	spezifische Reaktionsenthalpie	G	Gas
\dot{H}	Enthalpiestrom	ges	gesamt
L	Luftbedarf	S,G	Gasanteil aus dem Solid
\dot{m}	Massenstrom	H	Heizmittel
\dot{Q}_V	Verlustwärmestrom	K	Kühlzone
\dot{W}	Kapazitätsstrom	L	Luft
η	Wirkungsgrad	LF	Falschluft
η_A	Apparatewirkungsgrad	LE	Luftentnahme
ϑ	Temperatur in °C	LT	Wärmeträgerluft
Λ	Luftzahl	L,V	Verbrennungsluft
$\bar{\vartheta}$	mittlere Temperatur in °C	L,VB	Verbrennungsluft über die Brenner
ξ	Massenanteil	L,VBK	Verbrennungsluft über die Brenner aus dem beheizten Teil der Kühlzone
		L,VK	Verbrennungsluft aus der Kühlzone
		max	maximal
		min	minimal
		S	Solid
		T	Transportmittel
		U	Umgebung
		u	unterer
		V	Verlust

Gasttemperatur würde sich einstellen, wenn der gesamte Brennstoff punktförmig bei der maximalen Guttemperatur $\bar{\vartheta}_{S2}$ zugegeben werden würde. Die Temperatur ϑ'_{L2} ist hierbei die Vorwärmtemperatur der aus der Kühlzone zur Heizzone geführten Luft und ϑ'_{G2} die bei der jeweiligen Prozeßführung erreichbare kalorische Verbrennungstemperatur. Wie sich aus den späteren Ausführungen noch ergeben wird, hängen die sich einstellenden Temperaturverläufe stark vom Kapazitätsstromverhältnis Gas zu Solid ab. Die hier wiedergegebenen Temperaturverläufe sind jedoch qualitativer Natur. Die Bezeichnungen dieses Bildes sind in *Tabelle 1* erklärt, in der auch alle weiteren in dieser Arbeit verwendeten Formelzeichen aufgeführt sind.

Energiebilanzen der Ofenanlage

Grundlage für die Optimierung von Ofenanlagen dieser Art ist stets die Energiebilanz für den gesamten Prozeß, die für diesen Ofentyp in folgender Form geschrieben werden kann [1]:

$$\begin{aligned} \dot{m}_B \cdot h_u = \dot{m}_S \cdot c_{S,31} \cdot (\bar{\vartheta}_{S3} - \bar{\vartheta}_{S1}) + \dot{m}_T \cdot c_{T,31} \cdot (\bar{\vartheta}_{T3} - \bar{\vartheta}_{T1}) + \dot{m}_S \cdot \Delta h_R \\ + \dot{m}_{G1} \cdot c_{G,13} \cdot (\vartheta_{G1} - \vartheta_{G3}) + \dot{m}_{LE} \cdot c_{LE,E3} \cdot (\vartheta_{LE} - \vartheta_{G3}) + \dot{Q}_V, \end{aligned} \quad (1)$$

wobei hier die mittlere spezifische Wärmekapazität mit $c_{S,31}$ bezeichnet wird, d. h. es ist

$$c_{S,31} = \frac{1}{\bar{\vartheta}_{S3} - \bar{\vartheta}_{S1}} \cdot \int_{\bar{\vartheta}_{S1}}^{\bar{\vartheta}_{S3}} c_S(\vartheta) d\vartheta. \quad (2)$$

Entsprechendes gilt für alle übrigen spezifischen Wärmekapazitäten. Diese Gesamtbilanz enthält lediglich Größen an den Rändern des Prozesses. Eine Beurteilung über die verschiedenen in einem Ofen auftretenden charakteristischen Betriebszustände ist allein mit der Gesamtbilanz nicht möglich. Es ist somit notwendig, den Ofen in verschiedenen Zonen zu unterteilen, für jede dieser Zonen eigene Bilanzen aufzustellen und die Wechselwirkungen der Teilbilanzen mit der Gesamtbilanz zu untersuchen. Nach der hier gewählten Unterteilung besteht der Ofen aus einer Aufheiz- und einer Kühlzone. Bei weitergehenden Untersuchungen kann es sinnvoll sein, die beiden Ofenzonen weiter aufzuteilen, z. B. in beheizte und unbeheizte Aufheiz- und Kühlzonen. Für die Aufheiz- und Kühlzone ergeben sich zwei Teilbilanzen, die nachfolgend aufgeführt werden [1]:

– für die Aufheizzone

$$\begin{aligned} \dot{m}_{G2} \cdot c_{G,2U} \cdot (\vartheta'_{G2} - \vartheta_U) - \dot{m}_{G1} \cdot c_{G,1U} \cdot (\vartheta_{G1} - \vartheta_U) = \\ \dot{m}_S \cdot c_{S,21} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \bar{\vartheta}_{S1}) + \dot{m}_T \cdot c_{T,21} \cdot (\bar{\vartheta}_{T2} - \bar{\vartheta}_{T1}) + \dot{m}_S \cdot \Delta h_R + \dot{Q}_{V,A} \end{aligned} \quad (3)$$

– für die Kühlzone

$$\begin{aligned} \dot{m}_S \cdot c_{S,23} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \bar{\vartheta}_{S3}) + \dot{m}_T \cdot c_{T,23} \cdot (\bar{\vartheta}_{T2} - \bar{\vartheta}_{T3}) = \\ \dot{m}_{L2} \cdot c_{L,23} \cdot (\vartheta'_{L2} - \vartheta_{G3}) + \dot{m}_{LE} \cdot c_{LE,E3} \cdot (\vartheta_{LE} - \vartheta_{G3}) + \dot{Q}_{V,K} \end{aligned} \quad (4)$$

und schließlich für den adiabaten Verbrennungsprozeß

$$\dot{m}_B \cdot h_u + \dot{m}_{L2} \cdot c_{L2} \cdot \vartheta'_{L2} = \dot{m}_{G2} \cdot c_{G2} \cdot \vartheta'_{G2}. \quad (5)$$

Für die weiteren Herleitungen ist es sinnvoll, die Bilanzglieder der obigen Gleichungen (1), (3) und (4) auf die spezifische Enthalpie des Gutes bei maximaler Prozeßtemperatur zu beziehen. Gleichung (1) ist nach dem spezifischen Energieverbrauch und Gleichung (3) bzw. (4) nach der Kopplung zwischen Teil- und Gesamtbilanz, also nach der spezifischen Abgasmenge bzw. nach den spezifischen Ausfahrverlusten aufzulösen:

– für den Gesamtprozeß

$$\begin{aligned} \frac{\dot{m}_B \cdot h_u}{\dot{m}_S \cdot c_{S,21} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \bar{\vartheta}_{S1})} = & \frac{\Delta h_R}{c_{S,21} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \bar{\vartheta}_{S1})} + \frac{1}{\eta_{T3}} \cdot \frac{c_{S,31} \cdot (\bar{\vartheta}_{S3} - \bar{\vartheta}_{S1})}{c_{S,21} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \bar{\vartheta}_{S1})} + \frac{\dot{m}_{LE} \cdot c_{LE,E3} \cdot (\vartheta_{LE} - \vartheta_{G3})}{\dot{m}_S \cdot c_{S,21} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \bar{\vartheta}_{S1})} \\ & + \frac{\dot{m}_{G1} \cdot c_{G,13} \cdot (\vartheta_{G1} - \vartheta_{G3})}{\dot{m}_S \cdot c_{S,21} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \bar{\vartheta}_{S1})} + \frac{\dot{Q}_V}{\dot{m}_S \cdot c_{S,21} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \bar{\vartheta}_{S1})} \end{aligned} \quad (1a)$$

– für die Aufheizzone

$$\begin{aligned} \frac{\dot{m}_{G1} \cdot c_{G,1U} \cdot (\vartheta_{G1} - \vartheta_U)}{\dot{m}_S \cdot c_{S,21} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \bar{\vartheta}_{S1})} = & \frac{\dot{m}_{G2} \cdot c_{G,2U} \cdot (\vartheta'_{G2} - \vartheta_U)}{\dot{m}_S \cdot c_{S,21} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \bar{\vartheta}_{S1})} - \frac{1}{\eta_{T2}} - \frac{\Delta h_R}{c_{S,21} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \bar{\vartheta}_{S1})} - \frac{\dot{Q}_{V,A}}{\dot{m}_S \cdot c_{S,21} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \bar{\vartheta}_{S1})} \end{aligned} \quad (3a)$$

– und für die Kühlzone

$$\begin{aligned} \frac{1}{\eta_{T3}} \cdot \frac{c_{S,31} \cdot (\bar{\vartheta}_{S3} - \bar{\vartheta}_{S1})}{c_{S,21} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \bar{\vartheta}_{S1})} = & \frac{1}{\eta_{T2}} - \frac{\dot{m}_{L2} \cdot c_{L,23} \cdot (\vartheta'_{L2} - \vartheta_{G3})}{\dot{m}_S \cdot c_{S,21} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \bar{\vartheta}_{S1})} - \frac{\dot{m}_{LE} \cdot c_{LE,E3} \cdot (\vartheta_{LE} - \vartheta_{G3})}{\dot{m}_S \cdot c_{S,21} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \bar{\vartheta}_{S1})} \\ & - \frac{\dot{Q}_{V,K}}{\dot{m}_S \cdot c_{S,21} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \bar{\vartheta}_{S1})} \end{aligned} \quad (4a)$$

In den obigen Gleichungen sind die Transportmittelwirkungsgrade η_T an der Systemgrenze 2 mit

$$\eta_{T2} = \frac{1}{1 + \frac{\dot{m}_T \cdot c_{T,21} \cdot (\bar{\vartheta}_{T2} - \bar{\vartheta}_{T1})}{\dot{m}_S \cdot c_{S,21} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \bar{\vartheta}_{S1})}} \quad (6)$$

und an der Systemgrenze 3 mit

$$\eta_{T3} = \frac{1}{1 + \frac{\dot{m}_T \cdot c_{T,31} \cdot (\bar{\vartheta}_{T3} - \bar{\vartheta}_{T1})}{\dot{m}_S \cdot c_{S,31} \cdot (\bar{\vartheta}_{S3} - \bar{\vartheta}_{S1})}} \quad (7)$$

definiert. Obige Transportmittelwirkungsgrade unterscheiden sich in der Regel nur unwesentlich voneinander. Für die nachfolgenden Betrachtungen wird vereinfachend angenommen, daß die Transportmittelwirkungsgrade an den verschiedenen Systemgrenzen gleich sind. Es folgt somit:

$$\eta_T = \eta_{T2} = \eta_{T3}. \quad (8)$$

Massenbilanzen der Ofenanlage

Obige Gleichungen sind durch geeignete Beziehungen zur Massenerhaltung zu verbinden. Im einzelnen werden folgende Gasströme berücksichtigt:

- die Luftmenge $\dot{m}_{L,V}$, die unter Berücksichtigung eines angemessenen Luftüberschusses zur Verbrennung des zugeführten Brennstoffes benötigt wird,
- die aus der Kühlzone stammende Luftmenge $\dot{m}_{L,T}$, die ausschließlich als Wärmeträgerluft dient,
- die Luftmenge $\dot{m}_{L,F}$, die als Falschluf in der Aufheizzone ungewollt in den Prozeß eintritt,
- die Luftmenge $\dot{m}_{L,E}$, die dem Prozeß am Ende der Kühlzone, z.B. zum Trocknen, entnommen wird, sowie
- die Gasmenge $\dot{m}_{S,G}$, die aus dem Solid stammt, beispielsweise das CO_2 beim Calcinieren.

Die eingesetzte Wärmeträgerluft $\dot{m}_{L,T}$ sowie die der Kühlzone entnommene Luftmenge $\dot{m}_{L,E}$ werden je nach Betriebsweise vorgegeben. Für die übrigen oben aufgeführten Massenströme lassen sich folgende Zusammenhänge aufstellen:

- **für die Verbrennungsluft**

$$\dot{m}_{L,V} = \dot{m}_B \cdot \Lambda \cdot L_{\min}. \quad (9)$$

Die Verbrennungsluft kann teilweise aus der Kühlzone stammen oder zum Teil direkt den einzelnen Brennern zugeführt werden. Es ergeben sich somit zwei Teilströme:

$$\dot{m}_{L,V} = \dot{m}_{L,VK} + \dot{m}_{L,VB}. \quad (10)$$

Beide Teilströme können in analoger Form zu Gleichung (9) geschrieben werden, und zwar für die Verbrennungsluftmenge aus der Kühlzone

$$\dot{m}_{L,VK} = \dot{m}_B \cdot \Lambda_K \cdot L_{\min} \quad (11)$$

sowie für die Verbrennungsluftmenge, die direkt aus der Umgebung den Brennern zugeführt wird

$$\dot{m}_{L,VB} = \dot{m}_B \cdot \Lambda_B \cdot L_{\min}. \quad (12)$$

Die Luftzahl der Verbrennungseinstellung setzt sich somit additiv aus den Luftzahlen der entsprechenden Teilströme zusammen:

$$\Lambda = \Lambda_K + \Lambda_B. \quad (13)$$

– für die Falschluf

Die Falschlufmenge \dot{m}_{LF} wird zweckmäßigerweise auf die gesamte Abgasmenge \dot{m}_{G1} bezogen:

$$\dot{m}_{LF} = \frac{\dot{m}_{LF}}{\dot{m}_{G1}} \cdot \dot{m}_{G1}. \quad (14)$$

– für das Gas aus dem Gut

Der dem Ofenprozeß zugeführte Solidmassenstrom $\dot{m}_{S,Ein}$ setzt sich aus dem Massenstrom \dot{m}_S , der später als Fertigprodukt den Ofen verläßt und aus einem Mengenanteil $\dot{m}_{S,G}$ zusammen, der während des Prozesses in die Gasphase übertritt:

$$\dot{m}_{S,Ein} = \dot{m}_S + \dot{m}_{S,G} \quad (15)$$

bzw.

$$\frac{\dot{m}_{S,Ein}}{\dot{m}_S} = 1 + \frac{\dot{m}_{S,G}}{\dot{m}_S}. \quad (15a)$$

Definiert man einen relativen Gasanteil bezogen auf das Fertigprodukt

$$\xi_{S,G} = \frac{\dot{m}_{S,G}}{\dot{m}_S}, \quad (16)$$

so erhält man aus Gleichung (15):

$$\dot{m}_{S,Ein} = \dot{m}_S \cdot (1 + \xi_{S,G}). \quad (17)$$

Zur Bestimmung des Gasanteiles wird in der Regel von der Analyse des Einsatzstoffes $\dot{m}_{S,Ein}$ ausgegangen. Zu unterscheiden sind hierbei der Solidanteil im Einsatzstoff

$$\xi'_S = \frac{\dot{m}_S}{\dot{m}_{S,Ein}} \quad (18)$$

und der Gasanteil im Einsatzstoff

$$\xi'_{S,G} = \frac{\dot{m}_{S,G}}{\dot{m}_{S,Ein}}. \quad (19)$$

Nach Gleichsetzen der Gleichungen (16) und (19) erhält man die Ausgangsgleichung für die Umrechnung der Analysewerte des Einsatzstoffes auf die Analysewerte des Fertigproduktes:

$$\xi'_{S,G} \cdot \dot{m}_{S,Ein} = \xi_{S,G} \cdot \dot{m}_S. \quad (20)$$

Unter Berücksichtigung der Gleichung (18) ergibt sich die Bestimmungsgleichung für die Umrechnung:

$$\xi_{S,G} = \frac{\xi'_{S,G}}{\xi'_S}. \quad (21)$$

– für die gesamte Abgasmenge

Das Abgas setzt sich aus der Verbrennungsluftmenge, der Falschlufmenge, der Gasmenge aus dem Solid sowie der Wärmeträgerluftmenge zusammen:

$$\dot{m}_{G1} = \dot{m}_{L,V} + \dot{m}_{LF} + \dot{m}_{S,G} + \dot{m}_{LT}. \quad (22)$$

Mit den obigen Beziehungen ergibt sich somit für die aus dem Ofen stammende Abgasmenge:

$$\frac{\dot{m}_{G1}}{\dot{m}_S} = \frac{1}{1 - \frac{\dot{m}_{LF}}{\dot{m}_{G1}}} \cdot \left[\frac{\dot{m}_B}{\dot{m}_S} \cdot (1 + \Lambda \cdot L_{\min}) + \xi_{S,G} + \frac{\dot{m}_{LT}}{\dot{m}_S} \right]. \quad (23)$$

Mögliche Betriebsweisen bei Öfen mit anschließender Gutkühlung

Der im folgenden näher betrachtete spezifische Energieverbrauch ist durch Gleichung (1) für den Gesamtprozeß gegeben. Charakteristische Größen sind hier vor allem die Abgastemperatur ϑ_{G1} und die Ausfahrtemperatur des Gutes $\bar{\vartheta}_{S3}$. Jeweils nur eine dieser beiden Temperaturen kann vorgegeben werden. Abhängig von der Art der Betriebsweise wird somit eine dieser beiden Temperaturen in Gleichung (1) entweder durch die Teilbilanz für die Aufheizzone – Gleichung (3) – oder für die Kühlzone – Gleichung (4) – ersetzt. Damit wird Gleichung (1) mit dem Betriebsverhalten der Kühlzone bzw. der Aufheizzone verknüpft. Die Größen, die dann vorgegeben werden müssen, sind die Temperatur der vorgewärmten Luft ϑ'_{L2} , die maximale Brenntemperatur des Solids $\bar{\vartheta}_{S2}$, sowie die zusätzlich als Wärmeträger eingesetzte Luftmenge \dot{m}_{LT} und gegebenenfalls die der Kühlzone entnommene Luftmenge \dot{m}_{LE} . Im einzelnen sind dabei vier voneinander zu unterscheidende Betriebszustände möglich, die in *Bild 5* erläutert werden. Für die Temperaturen des Heizgases beim Verlassen des Ofens ϑ_{G1} und des Solids am Ofenaustritt $\bar{\vartheta}_{S3}$ werden in dieser Darstellung minimal zulässige Werte gewählt, sofern sie in den einzelnen Bereichen vorgegeben werden können. Diese Temperaturen werden dann jeweils konstant gehalten. Dieses Bild veranschaulicht, wie sich die übrigen Temperaturen entsprechend einstellen. Nachfolgend werden diese vier Betriebsweisen diskutiert [1], [2].

Betriebsweise I:

– Aus der Kühlzone wird nur soviel Luft der Heizzone zugeführt, wie unter Berücksichtigung eines angemessenen Luftüberschusses zur Verbrennung benötigt wird. Die Abgastemperatur ϑ_{G1} wird vorgegeben. Die Luftvorwärmung kann zwischen $\vartheta'_{L2} = \vartheta_U$ und maximal $\vartheta'_{L2} = \bar{\vartheta}_{S2}$ frei gewählt werden.

Betriebsweise II:

– Der Kühlzone wird jetzt neben der Verbrennungsluft zusätzliche Kuhlluft entnommen und der Heizzone zugeführt. Da diese Luft ausschließlich dazu dient, Wärme aus der Kühlzone zurückzuführen, wird sie als Wärmeträgerluft \dot{m}_{LT} bezeichnet. Die Lufttemperatur ϑ'_{L2} wird während dieses Abschnittes konstant auf dem maximal möglichen Wert gehalten. Die Abgastemperatur kann wie im ersten Abschnitt vorgegeben werden. Die Entnahmetemperatur des Gutes $\bar{\vartheta}_{S3}$ sinkt daher ab.

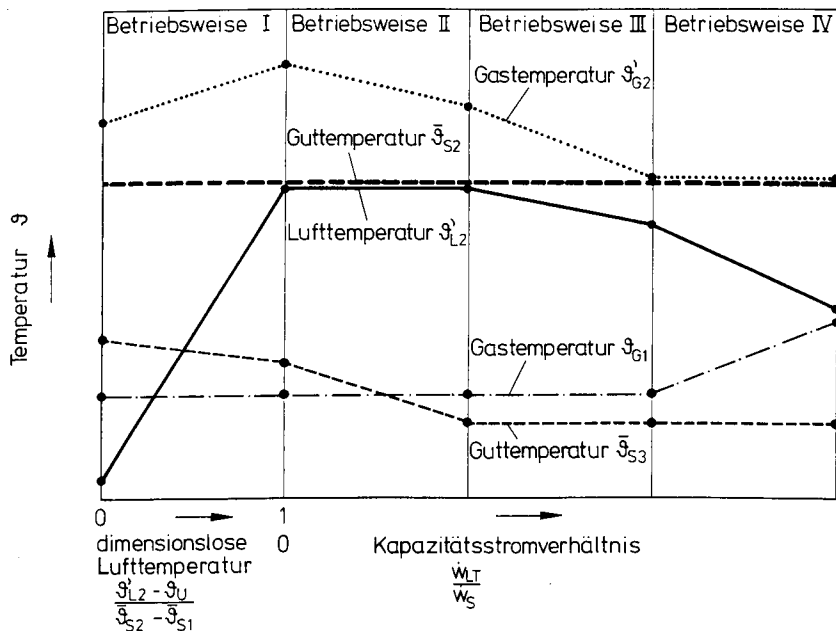


Bild 5:

Qualitative Temperaturverläufe der Luft, des Heizgases und des Gutes für die vier verschiedenen Betriebsweisen in Abhängigkeit der Lufttemperatur (Betriebsweise I) sowie des Kapazitätsstromverhältnisses Wärmeträgerluft zu Gut (Betriebsweise II bis IV).

Betriebsweise III:

– Die Wärmeträgerluftmenge wird weiter gesteigert. Die Temperatur der Luftvorwärmung θ'_{L2} sinkt jetzt ab, weil die Ausfahrtemperatur des Gutes θ_{S3} zu Beginn dieses Abschnittes auf den minimal möglichen Wert abgefallen ist und auf dieser Temperatur gehalten wird. Der Brennstoffverbrauch ergibt sich aus der gewählten Abgastemperatur θ_{G1} und aus der Bedingung, daß die kalorische Verbrennungstemperatur θ'_{G2} nicht die maximale Guttemperatur θ_{S2} unterschreiten darf.

Betriebsweise IV:

– Schließlich kann man die Wärmeträgerluftmenge noch weiter steigern, wenn man zuläßt, daß die Abgastemperatur θ_{G1} entsprechend ansteigt. Die Temperaturunterschiede zwischen Gas und Solid bei maximaler Brenntemperatur θ_{S2} verschwinden in diesem Bereich.

Spezifischer Energieverbrauch

Zur Berechnung des spezifischen Energieverbrauchs ist jeweils von Gleichung (1a) auszugehen. Je nach Art der Betriebsweise sind einzelne Terme durch die Gleichungen

(3a) oder (4a) unter Berücksichtigung der jeweils maßgebenden stöchiometrischen Beziehungen zu ersetzen.

Betriebsweise I:

Für die Betriebsweise I ist vereinbarungsgemäß mit $\dot{m}_{LT} = 0$ keine Wärmeträgerluft vorhanden. Es wird nur soviel Luft aus der Kühlzone entnommen, wie zur Verbrennung benötigt wird. Es bleibt offen, wie groß die beiden Luftzahlen Λ_K und Λ_B im Einzelfall sein sollen. Die Abgastemperatur wird als $\vartheta_{G1} = \text{konstant}$ betrachtet, veränderlich ist jedoch die Temperatur der vorgewärmten Luft ϑ'_{L2} . Der Term in Gleichung (1a), der die Ausfahrverluste des Gutes ϑ_{S3} berücksichtigt, wird durch die entsprechende Größe aus der Teilbilanz für die Kühlzone nach Gleichung (4a) ersetzt. Unter Berücksichtigung der Abgasmenge mit Gleichung (23), der an der Stelle 2 zugeführten Luftmenge

$$\dot{m}_{L2} = \dot{m}_{L,V} + \dot{m}_{LT} \quad (24)$$

und der aus der Kühlzone stammende Luftmenge

$$\dot{m}_{L,K} = \dot{m}_{L,V,K} + \dot{m}_{LT} \quad (25)$$

sowie der Beziehung für die Verlustwärmeströme

$$\dot{Q}_V = \dot{Q}_{V,K} + \dot{Q}_{V,A}, \quad (26)$$

folgt aus Gleichung (1a) für den spezifischen Energieverbrauch der Betriebsweise I:

$$\left[\frac{\dot{m}_B \cdot h_u}{\dot{m}_S \cdot c_{S,21} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \bar{\vartheta}_{S1})} \right]_I = \quad (27)$$

$$\frac{1}{\eta_T} + \frac{\Delta h_R}{c_{S,21} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \bar{\vartheta}_{S1})} + \xi_{S,G} \cdot \frac{1}{1 - \frac{\dot{m}_{LF}}{\dot{m}_{G1}}} \cdot \frac{c_{G,13} \cdot (\vartheta_{G1} - \vartheta_{G3})}{c_{S,21} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \bar{\vartheta}_{S1})} + \frac{\dot{Q}_{V,A}}{\dot{m}_S \cdot c_{S,21} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \bar{\vartheta}_{S1})}$$

$$\frac{1 + \Lambda_K \cdot L_{\min} \cdot \frac{c_{L,23} \cdot (\vartheta'_{L2} - \vartheta_{G3})}{h_u} - \frac{1}{1 - \frac{\dot{m}_{LF}}{\dot{m}_{G1}}} \cdot (1 + \Lambda \cdot L_{\min}) \cdot \frac{c_{G,13} \cdot (\vartheta_{G1} - \vartheta_{G3})}{h_u}}{}$$

Die wesentlichsten Einflußgrößen auf den Brennstoffverbrauch sind die Temperatur der vorgewärmten Luft ϑ'_{L2} , die spezifische Reaktionsenthalpie Δh_R sowie der Transportmittelwirkungsgrad η_T . Der Einfluß dieser Größen wird in den folgenden Kapiteln noch ausführlich diskutiert.

Betriebsweise II:

Bei der Betriebsweise II ist jetzt die Temperatur der vorgewärmten Luft ϑ'_{L2} gleich der maximalen Guttemperatur $\bar{\vartheta}_{S2}$ und bleibt in diesem Abschnitt konstant. Im Gegensatz zur Betriebsweise I wird jetzt Wärmeträgerluft \dot{m}_{LT} eingesetzt, allerdings nur in einem solchen Maße, daß die Temperatur der vorgewärmten Luft in jedem Fall gleich der maximalen Guttemperatur $\bar{\vartheta}_{S2}$ ist. Aus Gleichung (1a) ist wiederum analog zur Betriebsweise I mit der Teilbilanz für die Kühlzone nach Gleichung (4a) der Term für die Aus-

fahrttemperatur des Solids $\bar{\vartheta}_{S3}$ zu eliminieren. Für den spezifischen Brennstoffverbrauch der Betriebsweise II erhält man somit:

$$\left[\frac{\dot{m}_B \cdot h_u}{\dot{m}_S \cdot c_{S,21} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \bar{\vartheta}_{S1})} \right]_{II} = \left[\frac{\dot{m}_B \cdot h_u}{\dot{m}_S \cdot c_{S,21} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \bar{\vartheta}_{S1})} \right]_I \quad (28)$$

$$- \frac{\frac{\dot{m}_{LT} \cdot c_{L,23}}{\dot{m}_S \cdot c_{S,21}} \cdot \left[\frac{\bar{\vartheta}'_{L2} \cdot \bar{\vartheta}_{G3}}{\bar{\vartheta}_{S2} - \bar{\vartheta}_{S1}} - \frac{1}{1 - \frac{\dot{m}_{LF}}{\dot{m}_{G1}}} \cdot \frac{c_{G,13} \cdot (\bar{\vartheta}_{G1} - \bar{\vartheta}_{G3})}{c_{L,23} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \bar{\vartheta}_{S1})} \right]}{1 + \Lambda_K \cdot L_{min} \cdot \frac{c_{L,23} \cdot (\bar{\vartheta}'_{L2} - \bar{\vartheta}_{G3})}{h_u} - \frac{1}{1 - \frac{\dot{m}_{LF}}{\dot{m}_{G1}}} \cdot (1 + \Lambda \cdot L_{min}) \cdot \frac{c_{G,13} \cdot (\bar{\vartheta}_{G1} - \bar{\vartheta}_{G3})}{h_u}}$$

Der spezifische Energieverbrauch hängt bei dieser Betriebsweise wesentlich von der eingesetzten Wärmeträgerluftmenge \dot{m}_{LT} , von der spezifischen Reaktionsenthalpie Δh_R sowie vom Transportmittelwirkungsgrad η_T ab.

Betriebsweise III:

Bei der Betriebsweise III werden die Abgastemperatur $\bar{\vartheta}_{G1}$ sowie zusätzlich auch die Ausfahrtemperatur des Gutes $\bar{\vartheta}_{S3}$ auf den minimal möglichsten Wert konstant gehalten. Die Menge der Wärmeträgerluft \dot{m}_{LT} wird bei dieser Betriebsweise weiter gesteigert. Zur Ermittlung des spezifischen Energieverbrauches wird jetzt unmittelbar von Gleichung (1a) unter Berücksichtigung der spezifischen Abgasmenge mit Gleichung (23) ausgegangen. Man erhält somit:

$$\left[\frac{\dot{m}_B \cdot h_u}{\dot{m}_S \cdot c_{S,21} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \bar{\vartheta}_{S1})} \right]_{III} = \frac{\frac{\Delta h_R}{c_{S,21} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \bar{\vartheta}_{S1})} + \frac{1}{\eta_T} \cdot \frac{c_{S,31} \cdot (\bar{\vartheta}_{S3} - \bar{\vartheta}_{S1})}{c_{S,21} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \bar{\vartheta}_{S1})}}{1 - \frac{(1 + \Lambda \cdot L_{min}) \cdot c_{G,13} \cdot (\bar{\vartheta}_{G1} - \bar{\vartheta}_{G3})}{h_u} \cdot \frac{\dot{m}_{LF}}{\dot{m}_{G1}}}$$

$$+ \frac{\frac{\xi_{S,G} \cdot c_{G,13} \cdot (\bar{\vartheta}_{G1} - \bar{\vartheta}_{G3})}{c_{S,21} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \bar{\vartheta}_{S1})} + \frac{\dot{m}_{LT} \cdot c_{L,13}}{\dot{m}_S \cdot c_{S,21}} \cdot \frac{c_{G,13} \cdot (\bar{\vartheta}_{G1} - \bar{\vartheta}_{G3})}{c_{L,13} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \bar{\vartheta}_{S1})}}{1 - \frac{\dot{m}_{LF}}{\dot{m}_{G1}} - \frac{(1 + \Lambda \cdot L_{min}) - c_{G,31} \cdot (\bar{\vartheta}_{G1} - \bar{\vartheta}_{G3})}{h_u}}$$

$$+ \frac{\frac{\dot{m}_{LE} \cdot c_{LE,E3}}{\dot{m}_S \cdot c_{S,21}} \cdot \frac{(\bar{\vartheta}_{LE} - \bar{\vartheta}_{G3})}{(\bar{\vartheta}_{S2} - \bar{\vartheta}_{S1})} + \frac{\dot{Q}_V}{\dot{m}_S \cdot c_{S,21} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \bar{\vartheta}_{S1})}}{1 - \frac{(1 + \Lambda \cdot L_{min}) \cdot c_{G,13} \cdot (\bar{\vartheta}_{G1} - \bar{\vartheta}_{G3})}{h_u} \cdot \frac{\dot{m}_{LF}}{\dot{m}_{G1}}} \quad (29)$$

Der spezifische Energieverbrauch ist bei dieser Betriebsweise zusätzlich von der in der Kühlzone entnommenen Luftmenge \dot{m}_{LE} abhängig. Die wesentlichen Einflußgrößen

sind ebenfalls die Wärmeträgerluftmenge \dot{m}_{TL} , die spezifische Reaktionsenthalpie Δh_R sowie der Transportmittelwirkungsgrad η_T .

Betriebsweise IV:

Bei der vierten Betriebsweise bleibt weiterhin die Ausfahrtemperatur des Gutes $\bar{\vartheta}_{S3}$ konstant. Zusätzlich aber ist die kalorische Verbrennungstemperatur des Gases $\bar{\vartheta}'_{G2}$ gleich der maximalen Temperatur des Gutes $\bar{\vartheta}_{S2}$. Da jetzt mit größerem Kapazitätsstromverhältnis \dot{w}_L/\dot{w}_S die Abgastemperatur $\bar{\vartheta}_{G1}$ ansteigt, ist diese mit der Energiebilanz für die Aufheizzone zu eliminieren. Der Term in Gleichung (1a), der die Abgasverluste $\bar{\vartheta}_{G1}$ berücksichtigt, wird durch den entsprechenden Ausdruck aus der Teilbilanz für die Aufheizzone nach Gleichung (3a) ersetzt. Unter Berücksichtigung der Gasmenge im Bereich der maximalen Guttemperatur an der Stelle 2, an der im Abgas noch keine Falschluf und auch kein aus dem Gut stammendes Gas enthalten ist,

$$\dot{m}_{G2} = \dot{m}_B \cdot (1 + \Lambda \cdot L_{\min}) + \dot{m}_{LT} \quad (30)$$

erhält man für den spezifischen Energieverbrauch dieser Betriebsweise:

$$\left[\frac{\dot{m}_B \cdot h_u}{\dot{m}_S \cdot c_{S,21} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \bar{\vartheta}_{S1})} \right]_{IV} = \frac{\frac{1}{\eta_T} \cdot \frac{c_{S,31} \cdot (\bar{\vartheta}_{S3} - \bar{\vartheta}_{S1})}{c_{S,21} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \bar{\vartheta}_{S1})} + \frac{\dot{m}_{LT} \cdot c_{L,2U}}{\dot{m}_S \cdot c_{S,21}} \cdot \frac{c_{G,2U}}{c_{L,2U}}}{1 - (1 + \Lambda \cdot L_{\min}) \cdot \frac{c_{G,2U} \cdot (\bar{\vartheta}'_{G2} - \bar{\vartheta}_U)}{h_u}} + \frac{\frac{\dot{m}_{LE} \cdot c_{LE,E3} \cdot (\bar{\vartheta}_{LE} - \bar{\vartheta}_{L3})}{\dot{m}_S \cdot c_{S,21} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \bar{\vartheta}_{S1})} + \frac{\dot{Q}_{V,K}}{\dot{m}_S \cdot c_{S,21} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \bar{\vartheta}_{S1})} - \frac{1}{\eta_T}}{1 - (1 + \Lambda \cdot L_{\min}) \cdot \frac{c_{G,2U} \cdot (\bar{\vartheta}'_{G2} - \bar{\vartheta}_U)}{h_u}} \quad (31)$$

Der spezifische Energieverbrauch ist bei dieser Betriebsweise unabhängig von der spezifischen Reaktionsenthalpie Δh_R , allerdings wesentlich abhängig von der Wärmeträgerluftmenge \dot{m}_{LT} .

Diskussion von Grenzfällen

Um die wesentlichen Einflußgrößen auf den spezifischen Energieverbrauch besser diskutieren zu können, werden im folgenden für die bereits hergeleiteten Gleichungen verschiedene Vereinfachungen eingeführt. Aus der Kühlzone wird keine Luft, z.B. für die Trocknerei, entnommen und außerdem tritt keine Falschluf in den Ofen ein. Es sind dann

$$\dot{m}_{LE} = 0 \quad \text{und} \quad \dot{m}_{LF} = 0.$$

Aus dem Gut entweicht kein Gas, so daß auch

$$\xi_{S,G} = 0$$

gesetzt werden kann. Die Verbrennungsluft wird nur aus der Kühlzone entnommen. Über die Brenner wird keine zusätzliche Verbrennungsluft zugeführt. Es ist somit

$$\Lambda_B = 0 \quad \text{und} \quad \Lambda_K = \Lambda.$$

Weiterhin wird davon ausgegangen, daß der Ofen adiabat betrieben wird, so daß

$$\dot{Q}_V = \dot{Q}_{V,K} = \dot{Q}_{V,A} = 0$$

gesetzt werden kann. Schließlich wird angenommen, daß Gas und Solid sowohl in den Ofen mit Umgebungstemperatur eintreten als auch mit Umgebungstemperatur den Ofen verlassen:

$$\bar{\vartheta}_{S1} = \vartheta_{G3} = \bar{\vartheta}_{S3} = \vartheta_{G1} = \vartheta_U$$

Für die vereinfachten Betrachtungen sei der Einfluß des Transportmittels zu vernachlässigen. Der Transportmittelwirkungsgrad ist demnach

$$\eta_T = 1.$$

Weiterhin sind in erster Näherung die spezifischen Wärmekapazitäten der Luft und des Ofengases gleich:

$$c_{G,2U} = c_{L,2U}$$

Außerdem sei definitionsgemäß im zweiten Abschnitt die Temperatur der vorgewärmten Luft gleich der maximalen Solidtemperatur

$$\vartheta'_{L2} = \bar{\vartheta}_{S2}$$

sowie im vierten Abschnitt die kalorische Verbrennungstemperatur ebenfalls der maximalen Solidtemperatur

$$\vartheta'_{G2} = \bar{\vartheta}_{S2}.$$

Definiert man das Kapazitätsstromverhältnis Wärmeträgerluft zu Solid

$$\frac{\dot{w}_{LT}}{\dot{w}_S} = \frac{\dot{m}_{LT} \cdot c_L}{\dot{m}_S \cdot c_{S,21}}, \quad (32)$$

so erhält man mit diesen Vereinfachungen für den spezifischen Energieverbrauch der vier Betriebsweisen folgende Beziehungen:

Betriebsweise I:

$$\left[\frac{\dot{m}_B \cdot h_u}{\dot{m}_S \cdot c_{S,21} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \vartheta_U)} \right]_I = \frac{1 + \frac{\Delta h_R}{c_{S,21} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \vartheta_U)}}{1 + \Lambda \cdot L_{\min} \cdot \frac{c_{L,2U} \cdot (\vartheta'_{L2} - \vartheta_U)}{h_u}} \quad (33)$$

Betriebsweise II:

$$\left[\frac{\dot{m}_B \cdot h_u}{\dot{m}_S \cdot c_{S,21} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \vartheta_U)} \right]_{II} = \frac{1 + \frac{\Delta h_R}{c_{S,21} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \vartheta_U)} - \frac{\dot{w}_{LT}}{\dot{w}_S}}{1 + \Lambda \cdot L_{\min} \cdot \frac{c_{L,2U} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \vartheta_U)}{h_u}} \quad (34)$$

Betriebsweise III:

$$\left[\frac{\dot{m}_B \cdot h_u}{\dot{m}_S \cdot c_{S,21} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \vartheta_U)} \right]_{\text{III}} = \frac{\Delta h_R}{c_{S,21} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \vartheta_U)} \quad (35)$$

Betriebsweise IV:

$$\left[\frac{\dot{m}_B \cdot h_u}{\dot{m}_S \cdot c_{S,21} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \vartheta_U)} \right]_{\text{IV}} = \frac{\frac{\dot{w}_{LT}}{\dot{w}_S} - 1}{1 - (1 + \Lambda \cdot L_{\min}) \cdot \frac{c_{G,2U} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \vartheta_U)}{h_u}} \quad (36)$$

Diese Gleichungen lassen erkennen, daß die wesentlichen Einflußgrößen auf den spezifischen Brennstoffverbrauch die spezifische Reaktionsenthalpie Δh_R sowie das Kapazitätsstromverhältnis Wärmeträgerluft zu Solid \dot{w}_{LT}/\dot{w}_S sind. Es ist besonders hervorzuheben, daß mit der letztgenannten Größe der Brennstoffverbrauch bei der Betriebsweise II verringert wird, bei der Betriebsweise IV dagegen ansteigt. Bei der Betriebsweise III ist der Brennstoffverbrauch mit den hier getroffenen Vereinfachungen allerdings nur noch von der spezifischen Reaktionsenthalpie Δh_R abhängig. Bei der Betriebsweise IV wird der spezifische Energieverbrauch unabhängig von der spezifischen Reaktionsenthalpie. Der Brennstoff wird jetzt ausschließlich zur Aufrechterhaltung der Verbrennungstemperatur benötigt. Setzt man in den vereinfachten Gleichungen darüber hinaus noch die spezifische Reaktionsenthalpie $\Delta h_R = 0$, so wird der bezogene spezifische Energieverbrauch nur noch vom Kapazitätsstromverhältnis \dot{w}_{LT}/\dot{w}_S bestimmt. Bei einem Kapazitätsstromverhältnis $\dot{w}_{LT}/\dot{w}_S = 1$ ist der spezifische Energieverbrauch bei den hier getroffenen Vereinfachungen für die Betriebsweisen II, III und IV gleich null. Die drei Betriebsweisen fallen dann in einen Punkt zusammen.

Graphische Darstellung des spezifischen Energieverbrauchs

Im folgenden wird der spezifische Energieverbrauch gemäß den obigen vier Gleichungen (27), (28), (29) und (31) mit *Bild 6* graphisch dargestellt [1]. Aufgetragen ist in dieser Darstellung der spezifische Energieverbrauch abhängig von der bezogenen Temperatur der Luftvorwärmung bzw. der ebenfalls bezogenen Wärmeträgerluftmenge. Parameter ist die bezogene Reaktionsenthalpie des Gutes. Ausgegangen wird zunächst von einem Grundfall, dessen vorgegebene Temperaturen, Massenströme und Stoffwerte der *Tabelle 2* zu entnehmen sind. Einige dieser Größen werden nacheinander in geeignete Grenzen verändert. Wie diese Darstellung zeigt, fällt der spezifische Energieverbrauch während der beiden ersten Betriebsweisen ab, allerdings mit unterschiedlicher Steigung. In den beiden folgenden Bereichen steigt dann der spezifische Energieverbrauch wieder an. Der jeweils niedrigste Energieverbrauch und damit die maximal mögliche Energierückgewinnung wird am Ende des zweiten Abschnittes erreicht. Bei sehr hohen Reaktionsenthalpien befindet sich allerdings dieses Minimum bereits am Ende des ersten Abschnittes. Bei weiterer Steigerung der Wärmeträgerluft-

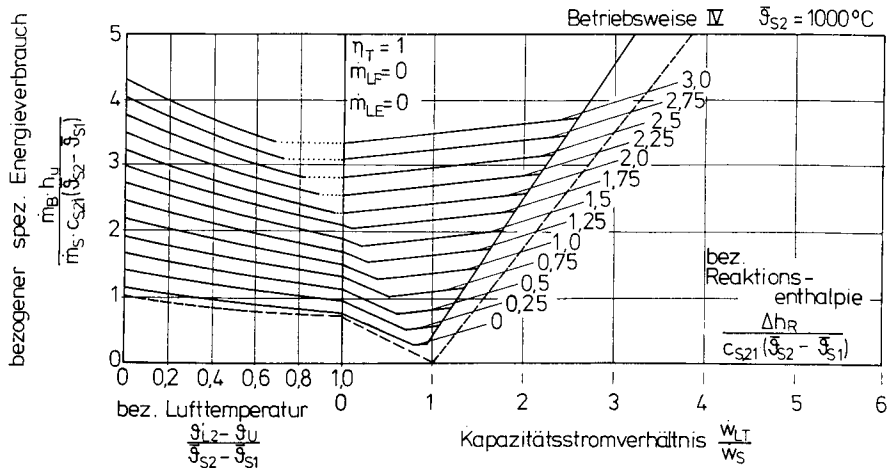


Bild 6:

Bezogener spezifischer Energieverbrauch als Funktion der vier Betriebsweisen, der vorgewärmten Luft oder des Kapazitätsstromverhältnisses Wärmeträgerluft zu Gut, für verschiedene relative Reaktionsenthalpien.

Tabelle 2: Vorgegebene Temperaturen, Massenströme und Stoffwerte

$\vartheta_U = 25^\circ\text{C}$	Eintrittstemperatur von Gas und Brenngut
$\bar{\vartheta}_{S3} = 100^\circ\text{C}$	Ausfahrttemperatur des Brenngutes
$\vartheta_{G1} = 150^\circ\text{C}$	Abgastemperatur
$\dot{m}_{LE} = 0 \text{ kg/s}$	Luftentnahme
$\dot{m}_{LF} = 0 \text{ kg/s}$	Falschluf
$\dot{m}_{S,G} = 0 \text{ kg/s}$	Gas aus dem Brenngut
$c_S = 1,0 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	spez. Wärmekapazität des Gutes
$c_L = 1,0 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	spez. Wärmekapazität der Luft
$c_G = 1,1 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	spez. Wärmekapazität des Gases
$\Lambda = 1,2$	Luftzahl (gesamt)
$\Lambda_K = 1,2$	Luftzahl in der Kühlzone
$L_{\min} = 15,78 \text{ kg/kg}$	Mindestluftbedarf
$h_u = 46040 \text{ kJ/kg}$	unterer Heizwert des Brennstoffes
$\eta_T = 1,0$	Transportmittelwirkungsgrad
$\Delta h_R = 0 \text{ kJ/kg}$	spez. Reaktionsenthalpie
$\dot{Q}_V / (\dot{m}_S \cdot c_S \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \bar{\vartheta}_{S1})) = 0,05$	bez. Wärmeverluste

menge ist ein zusätzlicher Energieverbrauch in Kauf zu nehmen. Er äußert sich in einem erhöhten Abgasverlust.

Das Bild zeigt weiterhin, daß sich die einzelnen Kurvenverläufe mit steigenden endothermen Reaktionsenthalpien zu größeren spezifischen Energieverbräuchen verschieben. Höhere Reaktionsenthalpien, wie sie z.B. zum Brennen von Kalkstein im Schachtofen oder zum Brennen von Zement im Drehrohrofen auftreten, sind zu Vergleichszwecken mitangegeben. Hierfür gilt der Bereich der bezogenen Reaktionsenthalpien zwischen 2 und 3. Von der Reaktionsenthalpie ist allerdings der vierte Bereich unabhängig, weil jetzt der Brennstoffverbrauch ausschließlich von der minimal notwendigen kalorischen Verbrennungstemperatur ϑ'_{G2} bestimmt wird. Der Energieverbrauch zur Deckung der Reaktionsenthalpie wird jetzt von dem ohnehin im Überschuß vorhandenen Wärmeinhalt des Heizgases geliefert. Im übrigen zeigt dieses Bild, daß die Breite dieser Bereiche maßgeblich von der Höhe der Reaktionsenthalpie abhängt. Die unterste, gestrichelt gezeichnete Grenzkurve gibt schließlich den jeweils minimal möglichen Energieverbrauch an. Man erhält diesen für einen adiabaten Ofen mit $\dot{Q}_V=0$, für einen Ofen ohne chemische Reaktionen $\Delta h_R=0$ und wenn zusätzliche folgende Bedingungen erfüllt sind: $c_G=1,0 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ und $\vartheta_{G1}=\vartheta_{G3}=\bar{\vartheta}_{S1}=\bar{\vartheta}_{S3}=\vartheta_U=0^\circ\text{C}$. Beim Kapazitätsstromverhältnis $\dot{w}_{LT}/\dot{w}_S=1$ wird der spezifische Energieverbrauch $\dot{m}_B \cdot h_u/\dot{m}_S$ gleich Null. Dieser Punkt stellt somit einen idealen Ofen dar, bei dem die Wärme vollständig zwischen Kühl- und Aufheizzone hin- und hertransportiert wird. Temperaturunterschiede zwischen Gut und Gas sind jetzt an keiner Stelle mehr vorhanden.

Verhalten der Kühlzone

Nachfolgend wird gezeigt, wie sich die Kühlzone in den einzelnen Bereichen verhält. Zur Beantwortung dieser Fragestellung eignet sich der Gesamtwirkungsgrad der Kühlzone $\eta_{\text{ges,K}}$, der mit dem Heizmittelwirkungsgrad $\eta_{\text{H,K}}$ und dem apparatetechnischen Wirkungsgrad $\eta_{\text{A,K}}$ folgendermaßen verknüpft ist [1]:

$$\eta_{\text{ges,K}} = \eta_{\text{H,K}} \cdot \eta_{\text{A,K}} \quad (37)$$

Definiert man den Heizmittelwirkungsgrad der Kühlzone

$$\eta_{\text{H,K}} = 1 - \frac{c_{S,31} \cdot (\bar{\vartheta}_{S3} - \bar{\vartheta}_{S1})}{c_{S,21} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \bar{\vartheta}_{S1})}, \quad (38)$$

so ergibt sich für einen Prozeß mit einer Brenntemperatur von $\bar{\vartheta}_{S2} = 1000^\circ\text{C}$ ein maximaler Heizmittelwirkungsgrad von $\eta_{\text{H,K}} = 0,92$. Geht man davon aus, daß der apparatetechnische Wirkungsgrad der Kühlzone $\eta_{\text{A,K}} = 0,95$ beträgt, so erhält man für diesen Brennprozeß einen Gesamtwirkungsgrad der Kühlzone von $\eta_{\text{ges,K}} = 0,874$. Bei Erreichen dieses Wirkungsgrades wäre die Kühlzone vollständig ausgenutzt. In *Bild 7* sind die möglichen Verläufe zwischen Null und dem angegebenen Maximalwert dargestellt. Aufgetragen ist in diesem Bild der Gesamtwirkungsgrad des Kühlers $\eta_{\text{ges,K}}$ in Abhängigkeit von der bezogenen Lufttemperatur bzw. vom Kapazitätsstromverhältnis Wärme-

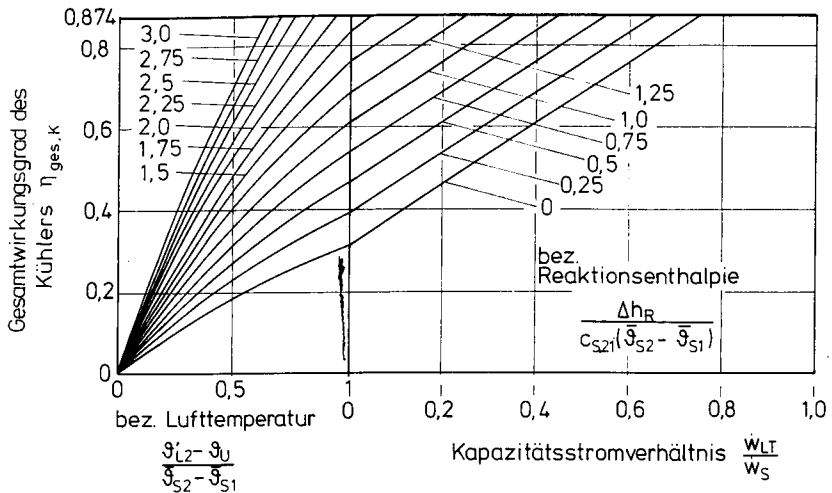


Bild 7:

Gesamtwirkungsgrad des Kühlers als Funktion der vier Betriebsweisen, der vorgewärmten Luft oder des Kapazitätsstromverhältnisses Wärmeträgerluft zu Gut, für verschiedene relative Reaktionsenthalpien.

trägerluft zu Solid mit der bezogenen spez. Reaktionsenthalpie als Parameter. Dieses Bild verdeutlicht, daß bei Brennprozessen ohne Reaktionen im Gut der max. erreichbare Gesamtwirkungsgrad des Kühlers bei einem Kapazitätsstromverhältnis Wärmeträgerluft zu Solid $\dot{w}_{LT}/\dot{w}_S = 0,74$, also im Betriebsbereich II liegt. Dagegen wird bei Prozessen mit hohen entothermen Reaktionsenthalpien von z.B. $\Delta h_R / (c_{S,21} \cdot (\vartheta_{S2} - \vartheta_{S1})) = 3,0$ der maximale Gesamtwirkungsgrad der Kühlzone bereits bei einer relativen Luftvorwärmung von $(\vartheta'_{L2} - \vartheta_U) / (\vartheta_{S2} - \vartheta_{S1}) = 0,64$ erreicht. Dieses bedeutet, daß die energetisch günstigste Fahrweise von Ofenprozessen mit großen Reaktionsenthalpien der Betriebsweise I ohne Zugabe von Wärmeträgerluft entspricht und daß bei geringen Reaktionsenthalpien im Gut zusätzlich zur Verbrennungsluft Wärmeträgerluft bei einem Kapazitätsstromverhältnis $\dot{w}_{LT}/\dot{w}_S \approx 0,5$ bis 0,7 notwendig ist. Dieses Bild zeigt weiterhin, daß man bei einer Reaktionsenthalpie von Null, was etwa dem Ziegelofen entspricht, nur etwa 30% der Enthalpie des Gutes rückgewinnen kann, wenn man einen solchen Ofen mit $\dot{w}_{LT}/\dot{w}_S = 0$ ohne Wärmeträgerluft betreibt.

Wichtige Einflußgrößen auf den Energieverbrauch

In den nachfolgenden Diagrammen werden die wichtigsten Einflußgrößen auf den Energieverbrauch diskutiert, die vor allem bei Tunnelöfen typisch sind. Aufgetragen ist jeweils der bezogene spezifische Energieverbrauch in Abhängigkeit von der bezogenen Luftvorwärmtemperatur bzw. des Kapazitätsstromverhältnisses Wärmeträgerluft

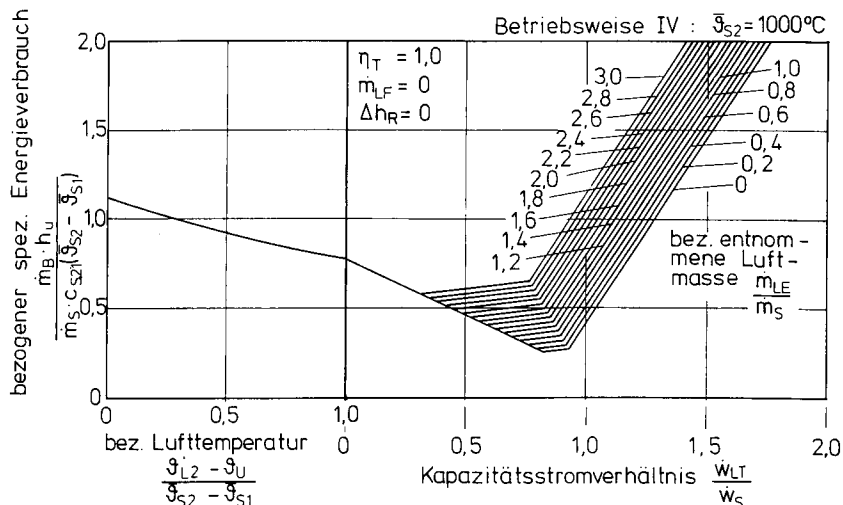


Bild 10:

Bezogener spezifischer Energieverbrauch als Funktion der vier Betriebsweisen, der vorgewärmten Luft oder des Kapazitätsstromverhältnisses Wärmeträgerluft zu Gut, für verschiedene bezogene entnommene Luftmassen.

zu Solid. Mit Bild 8 wird zuerst der Einfluß des bei Tunnelofenprozessen erforderlichen Transportmittels untersucht [1]. Unter Transportmittel wird in dieser Arbeit sowohl der Ofenwagen als auch die Brennhilfsmitteln verstanden. Dieses Bild zeigt, daß mit steigender Transportmittelmenge und damit mit fallenden Werten von η_T der spezifische Energieverbrauch zunimmt. Allerdings kehrt sich im letzten Abschnitt dieser Einfluß um, weil eine Erhöhung der Transportmittelmenge einer Verringerung des gesamten Kapazitätsstromverhältnisses zwischen Gas und Feststoff entspricht.

Als nächste Einflußgröße wird die Falschlufmenge diskutiert. In Bild 9 wird als Parameter die auf die Abgasmenge bezogene Falschlufmenge variiert [1]. Diese Darstellung zeigt, daß mit zunehmender Falschlufmenge der Energieverbrauch ansteigt. Demgegenüber ist der Energieverbrauch der vierten Betriebsweise mit hohen Wärmeträgerluftmengen unabhängig von der Falschluf. Dieses Bild verdeutlicht, daß in den Betriebsbereichen I und II Falschlufanteile im Abgas bis zu 30% nur einen geringen Energiemehrverbrauch zur Folge haben. Jedoch ist zu beachten, daß sich der minimale Energieverbrauch mit höheren Falschlufanteilen zu kleineren Kapazitätsstromverhältnissen verschiebt.

Mit Bild 10 wird auf den Einfluß der Luftentnahme, z.B. zum Betreiben eines Trockners, eingegangen [1]. Als Parameter wird hier die auf das Gut bezogene entnommene Luftmenge variiert. Diese Darstellung zeigt, daß der Energieverbrauch der Betriebsweisen I und II unabhängig von der entnommenen Luftmenge ist. Dagegen steigt bei den Betriebsweisen III und IV mit größeren entnommenen Luftmengen der

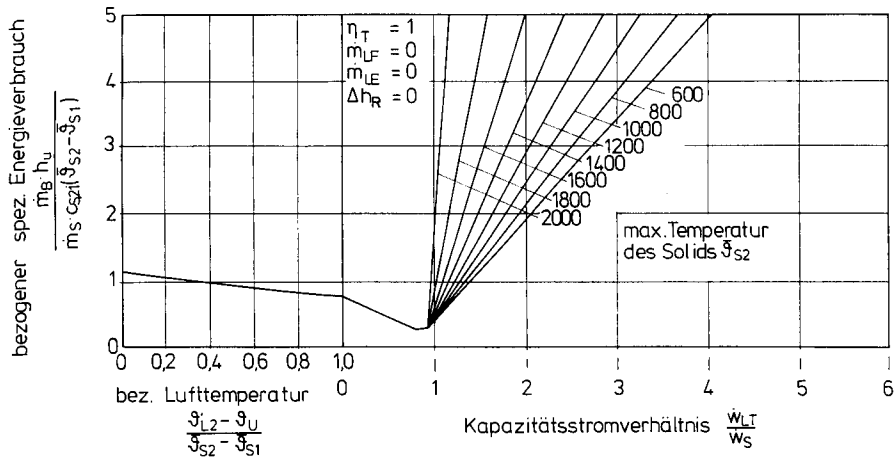


Bild 11:

Bezogener spezifischer Energieverbrauch als Funktion der vier Betriebsweisen, der vorgewärmten Luft oder des Kapazitätsstromverhältnisses Wärmeträgerluft zu Gut, für unterschiedliche maximale Brenntemperaturen des Solids.

Energieverbrauch des Ofens an. Der minimal erreichbare Energieverbrauch erhöht sich mit steigender Luftentnahme und verschiebt sich zu kleineren Kapazitätsstromverhältnissen Wärmeträgerluft zu Solid.

Mit Bild 11 wird schließlich der Einfluß der maximalen Brenntemperatur des Solids untersucht [1]. Bei den Betriebsweisen I bis III ist demnach der auf die maximale Brenntemperatur bezogene Energieverbrauch von dieser Einflußgröße unabhängig. Allerdings hat die maximale Brenntemperatur bei der Betriebsweise IV einen erheblichen zusätzlichen Einfluß auf den Energieverbrauch. Je höher diese Temperatur gewählt wird, desto größer wird der spezifische Energieverbrauch.

Ermittlung der Abgasmenge

Bei Industrieöfen, bei denen das Gut mit der maximalen Temperatur dem Ofen entnommen wird, ist die erzeugte Abgasmenge stets proportional dem spezifischen Brennstoffverbrauch und erreicht gemeinsam mit diesem ein Minimum, wenn alle Möglichkeiten zur Verminderung des spezifischen Energieverbrauchs ausgeschöpft sind. Bei den in diesem Bericht behandelten Öfen mit einer Wärmerückgewinnung aus dem Gut gilt dieser Zusammenhang nicht mehr. Das Minimum des spezifischen Energieverbrauchs kann nämlich bei diesem Ofentyp nur dadurch erreicht werden, daß zusätzlich zur Verbrennungsluft Wärmeträgerluft eingesetzt wird. Mit dieser wird die noch nicht ausgenutzte Wärme der Kühlzone in die Aufheizzone des Ofens zurückgeführt und dient dort zur Vorwärmung des Gutes. Als Folge dieser Maßnahme steigt

trotz Verminderung des spezifischen Energieverbrauches die Abgasmenge, in der die Wärmeträgerluft enthalten ist, an.

Bei Öfen, bei denen die Abgase anschließend gereinigt werden müssen, können dadurch zusätzliche Kosten für die Abgasreinigung entstehen. Es ist somit denkbar, daß das Minimum der Betriebskosten nicht mit dem Minimum des spezifischen Brennstoffverbrauchs zusammenfällt. Um dies genauer beurteilen zu können, muß die bei den einzelnen Betriebsweisen erzeugte Abgasmenge bekannt sein. Die bei den vier Betriebsweisen abgeführte Abgasmenge an der Stelle 1 ist durch folgende Gleichung gegeben:

$$\frac{\dot{m}_{G1}}{\dot{m}_S} = \frac{1}{1 + \frac{\dot{m}_{LF}}{\dot{m}_{G1}}} \cdot \left[\frac{\dot{m}_B}{\dot{m}_S} (1 + \Lambda \cdot L_{\min}) + \xi_{S,G} + \frac{\dot{m}_{LT}}{\dot{m}_S} \right]. \quad (23)$$

Für die erste Betriebsweise ist die Wärmeträgerluftmenge $\dot{m}_{LT}/\dot{m}_S = 0$, ansonsten gilt diese Gleichung unverändert für die übrigen drei Betriebsweisen. Wie groß die bezogene Abgasmenge ist, hängt im einzelnen vom spezifischen Brennstoffverbrauch \dot{m}_B/\dot{m}_S ab, der für die vier möglichen Betriebsweisen bereits hergeleitet wurde. Besonders übersichtliche Zusammenhänge erhält man, wenn man die Grenzfälle für den spezifischen Energieverbrauch mit den Gleichungen (33) bis (36) zugrundelegt. Mit den bereits getroffenen Vereinfachungen

$$\text{keine Falschlufte mit } \frac{\dot{m}_{LF}}{\dot{m}_{G1}} = 0 \text{ und}$$

$$\text{kein Gas im Gut } \xi_{S,G} = 0$$

ergeben sich aus Gleichung (23) als wesentliche Einflußgrößen auf die spezifische Abgasmenge für die vier Betriebsweisen:

Betriebsweise I:

$$\left[\frac{\dot{m}_{G1}}{\dot{m}_S} \right]_I = f \left(\frac{\vartheta'_{L2} - \vartheta_{L3}}{\vartheta_{S2} - \vartheta_{S1}}, \frac{\Delta h_R}{c_{S,21} \cdot (\vartheta_{S2} - \vartheta_{S1})} \right)$$

Betriebsweise II:

$$\left[\frac{\dot{m}_{G1}}{\dot{m}_S} \right]_{II} = f \left(\frac{\dot{w}_{LT}}{\dot{w}_S}, \frac{\Delta h_R}{c_{S,21} \cdot (\vartheta_{S2} - \vartheta_{S1})} \right)$$

Betriebsweise III:

$$\left[\frac{\dot{m}_{G1}}{\dot{m}_S} \right]_{III} = f \left(\frac{\dot{w}_{LT}}{\dot{w}_S}, \frac{\Delta h_R}{c_{S,21} \cdot (\vartheta_{S2} - \vartheta_{S1})} \right)$$

Betriebsweise IV:

$$\left[\frac{\dot{m}_{G1}}{\dot{m}_S} \right]_{IV} = f \left(\frac{\dot{w}_{LT}}{\dot{w}_S} \right)$$

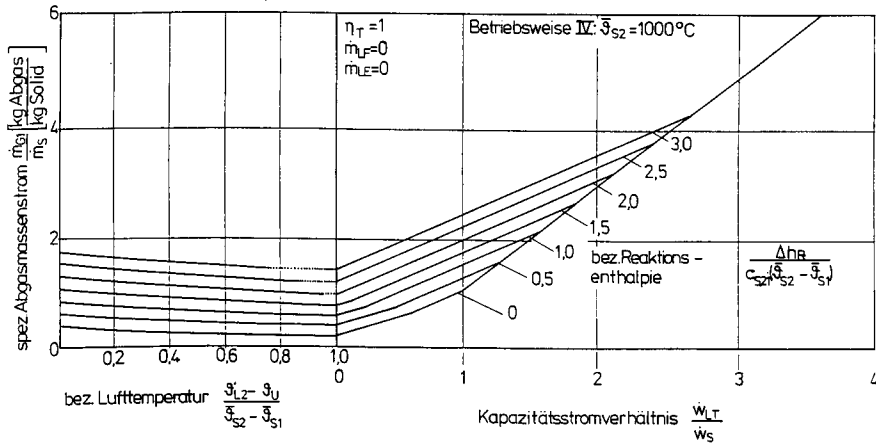


Bild 12:

Spezifische Abgasmenge als Funktion der vier Betriebsweisen, der vorgewärmten Luft oder des Kapazitätsstromverhältnisses Wärmeträgerluft zu Gut, für verschiedene relative Reaktionsenthalpien.

Das Verhalten der spezifischen Abgasmenge ist in *Bild 12* für die Betriebszustände des Bildes 6 ohne Transportmittel, Falschluff und Luftentnahme bei einer maximalen Brenntemperatur von $\vartheta_{s2} = 1000^\circ\text{C}$ wiedergegeben. Aufgetragen ist in dieser Darstellung die auf das Solid bezogene Abgasmenge \dot{m}_{G1}/\dot{m}_s über der relativen Temperatur der vorgewärmten Luft bzw. dem Kapazitätsstromverhältnis Wärmeträgerluft zu Solid. Parameter ist die bezogene Reaktionsenthalpie. Das Minimum der Abgasmenge wird am Ende der ersten Betriebsweise mit $\dot{w}_{LT}/\dot{w}_s = 0$ erreicht, während das Minimum des spezifischen Energieverbrauchs am Ende der Betriebsweise II liegt. Bei dieser steigt die Abgasmenge durch den hohen Wärmeträgerluftanteil an. Bei den Betriebsweisen III und IV steigt die Abgasmenge weiter an. Der größte Anstieg ist bei der Betriebsweise IV gegeben, für den es nur noch eine einzige Kurve gibt. In diesem Abschnitt ist die Abgasmenge unabhängig von der spezifischen Reaktionsenthalpie und hängt wesentlich nur noch vom Kapazitätsstromverhältnis Wärmeträgerluft zu Solid ab.

Berechnung der Temperaturen

Mit den vorstehenden Beziehungen können jetzt auch die noch unbekannten Temperaturen berechnet werden. Es sind dieses je nach Betriebsweise

- die Ausfahrtemperatur des Gutes ϑ_{s3}
- die Temperatur der vorgewärmten Luft ϑ'_{L2}
- die kalorische Verbrennungstemperatur ϑ'_{G2}
- sowie die Abgastemperatur ϑ_{G1} .

Zur besseren Übersicht ist in der folgenden *Tabelle 3* dargestellt, welche dieser Temperaturen bei den einzelnen Betriebsweisen zu berechnen sind und welche vorgegeben werden.

Tabelle 3: Zu berechnende Temperaturen für die Betriebsweisen

	$\bar{\vartheta}_{S3}$	ϑ'_{L2}	ϑ'_{G2}	ϑ_{G1}
Betriebsweise I	berechnen	vorgegeben	berechnen	vorgegeben
Betriebsweise II	berechnen	vorgegeben	berechnen	vorgegeben
Betriebsweise III	vorgegeben	berechnen	berechnen	vorgegeben
Betriebsweise IV	vorgegeben	berechnen	vorgegeben	berechnen

Zur Berechnung dieser Temperaturen stehen die Bilanzgleichungen (1), (4) und (5) zur Verfügung. Dabei ist davon auszugehen, daß jetzt die Brennstoffmenge \dot{m}_B sowie alle Gasmengen \dot{m}_G und \dot{m}_L für die vier möglichen Betriebsweisen bekannt sind.

Zu beginnen ist stets mit der Berechnung der Temperatur der vorgewärmten Luft, sofern diese nicht vorgegeben ist, aus der Energiebilanz (4):

$$\vartheta'_{L2} = \vartheta_U + \frac{\frac{\dot{m}_S \cdot c_{S,32} \cdot (\bar{\vartheta}_{S2} - \bar{\vartheta}_{S3})}{\eta_T} - \dot{Q}_{V,K}}{\dot{m}_{L2} \cdot c_{L2}} \quad (39)$$

Nach der Bestimmung der Temperatur der vorgewärmten Luft kann aus der Energiebilanz (5) die kalorische Verbrennungstemperatur mit der folgenden Beziehung ermittelt werden:

$$\vartheta'_{G2} = \frac{\dot{m}_B \cdot h_u + \dot{m}_{L2} \cdot c_{L2} \cdot \vartheta'_{L2}}{\dot{m}_{G2} \cdot c_{G2}} \quad (40)$$

Schließlich kann je nach Betriebsweise die Ausfahrtemperatur des Solids oder die Abgastemperatur jeweils aus der Energiebilanz (1) bestimmt werden. Für die Ausfahrtemperatur des Solid erhält man folgende Gleichung:

$$\begin{aligned} \bar{\vartheta}_{S3} = \bar{\vartheta}_{S1} \\ + \frac{(\dot{m}_B \cdot h_u - \dot{m}_S \cdot \Delta h_R - \dot{m}_{G1} \cdot c_{G,13} \cdot (\vartheta_{G1} - \vartheta_{G3}) - \dot{m}_{LE} \cdot c_{LE,E3} \cdot (\vartheta_{LE} - \vartheta_{G3}) - \dot{Q}_V) \cdot \eta_T}{\dot{m}_S \cdot c_{S,31}} \end{aligned} \quad (41)$$

Für die Abgastemperatur ergibt sich die folgende Beziehung:

$$\begin{aligned} \vartheta_{G1} = \vartheta_{G3} \\ + \frac{\dot{m}_B \cdot h_u - \frac{\dot{m}_S \cdot c_{S,31} \cdot (\bar{\vartheta}_{S3} - \bar{\vartheta}_{S1})}{\eta_T} - \dot{m}_S \cdot \Delta h_R - \dot{m}_{LE} \cdot c_{LE,E3} \cdot (\vartheta_{LE} - \vartheta_{G3}) - \dot{Q}_V}{\dot{m}_{G1} \cdot c_{G,13}} \end{aligned} \quad (42)$$

Brennstoffaufteilung in Kühl- und Aufheizzone

Die vorhergehenden Ausführungen haben bereits gezeigt, daß ein Teil des benötigten Brennstoffes vor Erreichen der maximalen Guttemperatur $\bar{\vartheta}_{S2}$ zugeführt wird und der übrige Brennstoff hinter diesem Maximum. Da der Prozeß an der Stelle dieses Maximums in Aufheizzone und Kühlzone unterteilt wird, ist in der Regel in beiden Zonen Brennstoff zuzuführen. Für die Auslegung solcher Öfen ist die Frage von Bedeutung, von welchen Parametern die Art dieser Aufteilung abhängig ist. Dazu wird in *Bild 13* der beheizte Teil des Ofens nochmals wiedergegeben. Die durchgezogene Kurve für ϑ_G gibt den wirklichen Verlauf des Gases bzw. der Kühlluft wieder und die gestrichelte Kurve den idealen Verlauf für den theoretischen Grenzfall, wenn der Brennstoff in einer einzigen Ebene zugeführt wird. Der Schnittpunkt beider Kurven mit dem Temperaturverlauf des Gutes entspricht dem Maximum der letztgenannten Kurve. Der zuzuführende Brennstoff erfüllt also die Aufgabe, die unter der Solidkurve liegende Temperaturkurve für die Kühlluft über die erstgenannte zu heben. Die Aufteilung an Brennstoff auf die beiden Ofenteile muß sich aus den Temperaturdifferenzen $\vartheta'_{G2} - \bar{\vartheta}_{S2}$ bzw. $\bar{\vartheta}_{S2} - \vartheta'_{L2}$ ergeben.

Für die Brennstoffaufteilung ist von der Gasbilanz der beheizten Kühlzone auszugehen, in der die Gastemperatur gerade die maximale Solidtemperatur mit $\vartheta_{G2} = \bar{\vartheta}_{S2}$ erreicht. Unter der Voraussetzung, daß die Luftmenge $\dot{m}_{L,VBK}$, die über die Brenner

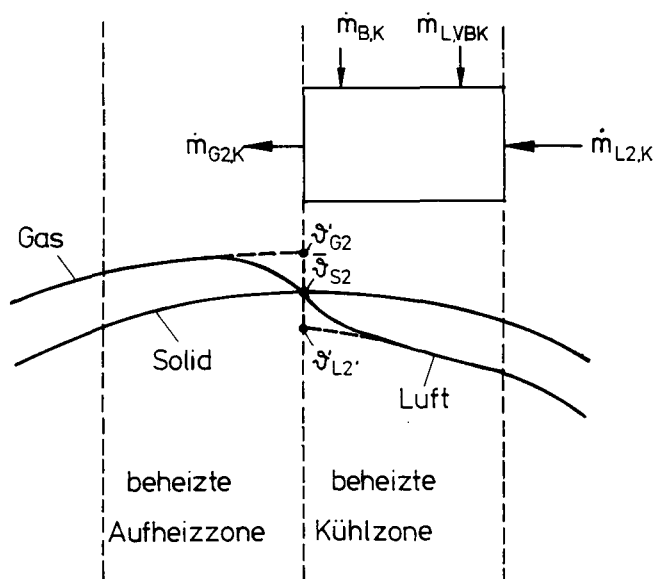


Bild 13:
Aufteilung des Ofens in beheizte Aufheiz- und beheizte Kühlzone
sowie Massenbilanz der beheizten Kühlzone.

direkt aus der Umgebung zugeführt wird, nicht vorgewärmt ist, lautet diese Energiebilanz

$$\dot{m}_{B,K} \cdot h_u + \dot{m}_{L,2K} \cdot c'_{L2} \cdot \vartheta'_{L2} = \dot{m}_{G2,K} \cdot c_{G2} \cdot \bar{\vartheta}_{S2}, \quad (43)$$

wobei jetzt die Abgasmenge am Temperaturmaximum des Brenngutes durch die Beziehung

$$\dot{m}_{G2,K} = \dot{m}_{B,K} + \dot{m}_{L,VK} + \dot{m}_{L,VBK} + \dot{m}_{LT} \quad (44)$$

und die Luftmenge aus der Kühlzone durch die Beziehung

$$\dot{m}_{L,2K} = \dot{m}_{L,VK} + \dot{m}_{LT} \quad (45)$$

gegeben ist. Mit den stöchiometrischen Gleichungen für die Verbrennungsluft aus der Kühlzone

$$\dot{m}_{L,VK} = \dot{m}_B \cdot \Lambda_K \cdot L_{\min} \quad (46)$$

sowie der Verbrennungsluftmenge über die Brenner

$$\dot{m}_{L,VBK} = \dot{m}_{B,K} \cdot \Lambda_B \cdot L_{\min} \quad (47)$$

erhält man somit aus Gleichung (43):

$$\frac{\dot{m}_{B,K}}{\dot{m}_B} = \frac{\frac{\dot{m}_{LT}}{\dot{m}_S} \cdot \frac{\dot{m}_S}{\dot{m}_B} \cdot (c_{G2} \cdot \bar{\vartheta}_{S2} - c_{L2} \cdot \vartheta'_{L2}) + \Lambda_K \cdot L_{\min} \cdot (c_{G2} \cdot \bar{\vartheta}_{S2} - c_{L2} \cdot \vartheta'_{L2})}{h_u - (1 + \Lambda_B \cdot L_{\min}) \cdot c_{G2} \cdot \bar{\vartheta}_{S2}} \quad (48)$$

Für den Brennstoffverbrauch links vom Temperaturmaximum in der Aufheizzone folgt entsprechend

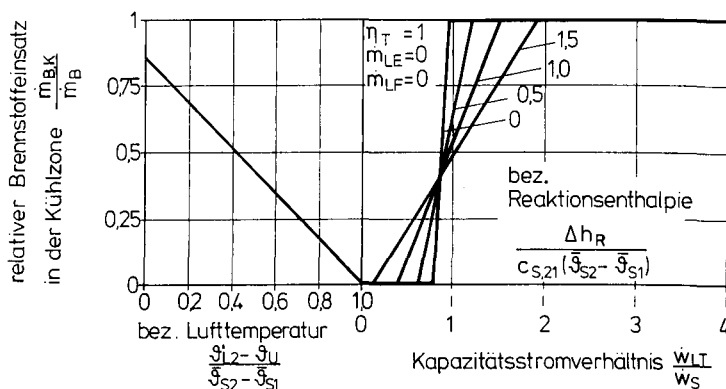


Bild 14:

Relativer Brennstoffeinsatz in der Kühlzone als Funktion der vier Betriebsweisen, der vorgewärmten Luft oder des Kapazitätsstromverhältnisses Wärmeträgerluft zu Gut, für verschiedene relative Reaktionsenthalpien.

$$\frac{\dot{m}_{B,A}}{\dot{m}_B} = 1 - \frac{\dot{m}_{B,K}}{\dot{m}_B} \quad (49)$$

Mit *Bild 14* werden diese Zusammenhänge grafisch dargestellt. Aufgetragen ist hier der relative Brennstoffeinsatz im beheizten Teil der Kühlzone in Abhängigkeit von der Temperatur der vorgewärmten Luft bzw. des Kapazitätsstromverhältnisses Wärmeträgerluft zu Solid. Parameter ist in dieser Darstellung die spezifische Reaktionsenthalpie. Es wird deutlich, daß der Brennstoffeinsatz in der Kühlzone bei der Betriebsweise I je nach der Temperatur der vorgewärmten Luft von 84,2% ohne Luftvorwärmung auf 0% bei Luftvorwärmung von $\vartheta'_{L2} = \bar{\vartheta}_{S2}$ zurückgeht. Bei der Betriebsweise II bleibt der Brennstoffeinsatz im Bereich der Kühlzone Null. Der gesamte Brennstoff muß dann in der Aufheizzone zugeführt werden. Bei der dritten Betriebsweise verschiebt sich der Brennstoffeinsatz in zunehmendem Maße von der Aufheizzone in die Kühlzone. Bei der Betriebsweise IV muß schließlich der Brennstoff vollständig in der Kühlzone zugeführt werden. Die qualitativen Temperaturverläufe in *Bild 5* verdeutlichen dieses Verhalten. Je nach der Betriebsweise der einzelnen Öfen sind also die Brenner entsprechend anzuordnen. Für eine weitergehende Betrachtung sind jetzt sowohl die Aufheizzone als auch die Kühlzone in je einen beheizten Teil und einen unbeheizten Teil zu unterteilen. Über entsprechende Teilbilanzen erhält man Aussagen über die einander zugeordneten Temperaturen von Gas bzw. Luft und Gut an den Grenzen zwischen beheiztem und unbeheiztem Teil dieser beiden Zonen. Die Verteilung des Brennstoffes innerhalb der beiden beheizten Zonenabschnitte ist schließlich nach dem gewünschten Temperaturverlauf festzulegen.

Zusammenfassung

Industrieöfen mit Wärmerückgewinnung aus dem Gut gehören zu solchen Prozessen, bei denen das Gut unmittelbar nach einer thermischen Behandlung bei hohen Temperaturen wieder auf Raumtemperatur abgekühlt wird. Die Ofenanlage besteht in solchen Fällen aus dem eigentlichen Ofenteil und einem Kühler, wobei letzterer, z. B. bei Tunnelöfen, baulich in den Ofen integriert ist. Die grundsätzlichen Zusammenhänge der Prozeßoptimierung und der Auslegung solcher Ofenprozesse, besonders im Hinblick auf die Wärmerückgewinnung aus dem Gut und auf die Verminderung des spezifischen Energieverbrauches, sind Gegenstand dieses Berichtes. Die Wärme kann aus dem Gut zurückgewonnen werden, indem die Verbrennungsluft unter Nutzung eines Teiles der Wärme aus dem Kühlprozeß vorgewärmt und indem zusätzlich die Kühlwärme mit Hilfe von Wärmeträgerluft zur Vorwärmung des Gutes verwendet wird. Auf die Nutzung dieser Wärme aus dem Kühlprozeß bei gleichzeitiger Verminderung des spezifischen Energieverbrauches wird in besonderem Maße in diesem Bericht eingegangen. In diesem Zusammenhang werden für die verschiedenen Betriebsweisen unter anderem der Einfluß chemischer Reaktionen im Gut, des Transportmittels, der Falschluff, der Luftentnahme sowie der Einfluß der maximalen Prozeßtemperatur

erläutert. Abschließend wird auf die notwendige Brennstoffaufteilung in der Kühl- bzw. Aufheizzone eingegangen.

Literatur

- [1] Jeschar, R., Bittner, H.-G.: Möglichkeiten zur Optimierung von Tunnelofenprozessen für die Ziegelindustrie – Qualitätsverbesserung und Verminderung des Energieverbrauches. Ziegelindustrie International 42 (1989) 10, S. 546–552.
- [2] Jeschar, R., Bittner, H.-G.: A Mathematical Model for Layout and Optimization of Tunnel Furnace Processes in the Field of Ceramic Industry. Proceedings of the 12th IMACS World Congress on Scientific Computation, July 18–22, 1988, Paris.
- [3] Jeschar, R., Specht, E., Bittner, H.-G.: Wärmebehandlungsanlagen und -öfen. Aus: Handbuch der Fertigungstechnik Band 4/2, S. 649–714, G. Spur, Carl-Hanser-Verlag, München, Wien.
- [4] Jeschar, R., Pötke, W., Wagner, R.: Maßgebliche Kenngrößen für den Energieverbrauch beim Brennprozeß in Tunnelöfen der Ziegelindustrie. Ziegelindustrie International 36 (1983) 8, S. 385–396.
- [5] Pötke, W., Jeschar, R.: Möglichkeiten zur Minimierung des Energieeinsatzes bei pyrometallurgischen Prozessen (Teil I). Erzmetall 35 (1982) 3, S. 124–130.
- [6] Jeschar, R., Frisch, V., Wagner, R.: Industrieöfen mit Wärmerückgewinnung aus dem Wärmegut. Thermoprozeß und Abfalltechnik, Vulkan-Verlag, 2. Ausgabe, Essen.